

Pengaruh Variasi Radius Lingkaran Singgung Dan Radius Lingkaran Dasar *Cam* (Nok) Simetris Terhadap Karakteristik Kinematik Gerak *Roller Follower*

Endi Sutikno, Erwin Sulisty, Ariyo Anindito

Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya

Jl. MT. Haryono 167 Malang 65165, Indonesia

[E-mail: endi_s@ub.ac.id](mailto:endi_s@ub.ac.id)

Abstract

The study looked at the kinematic analysis of mechanism design cam - follower roller symmetrical with simulations. After designing the geometry of the observed variable cam is cam base circle radius, radius circle tangent, the other constant. With mathematical equations to model the radial displacement, radial velocity, acceleration and jerk radial follower, then made subsequent mathematical tabulations of results generated graph of displacement, velocity, acceleration and jerk of the cam angle swivel. The result is the kinematics characteristic, its maximum on the radius of the circle tangent to the largest and smallest radius circle.

Keywords: *cam, follower, roller, base circle, the circle tangent, radial displacement, acceleration, jerk.*

PENDAHULUAN

Cam adalah bagian dari mekanisme yang sangat penting dan terus dikembangkan pada motor bakar (*internal combustion engine*), mesin-mesin perkakas (*machining tool*), mekanisme komputer, instrumentasi dan beberapa aplikasi lainnya. Sebuah *cam* bisa dirancang dalam dua cara:

1. Menetapkan gerakan yang terjadi dari *follower* dan merencanakan bentuk geometri kontur dari *cam*.
2. Menetapkan bentuk geometri dari kontur *cam* kemudian menentukan karakteristik dari perpindahan (*displacement*), karakteristik kecepatan (*velocity*) dan karakteristik percepatan (*acceleration*).

Metode pertama merupakan suatu sample dari sintesa kinematik dari rancangan *cam*. Sebenarnya bahwa rancangan suatu mekanisme *cam* berdasarkan karakteristik gerakan yang diinginkan adalah aplikasi dari sintesa kinematik dari *cam* yang bisa diselesaikan setiap saat. Pada kenyataannya setelah *cam* selesai direncanakan, ternyata sangat sulit dimanufaktur. Kesulitan dalam manufaktur bisa dihindari dengan menggunakan metode yang kedua, dengan

merancang *cam* secara simetris dengan menggunakan bentuk geometri kontur dari *cam* yang bisa digeneratif.

Cam jenis ini banyak dikembangkan dalam otomotif, yang bisa dimanufaktur secara mudah dan murah.

Mobilitas *Cam* (Nok)

Persamaan mobilitas dari *Grubler's* dapat dipakai untuk mengkreasikan sejumlah bentuk mekanisme yang terdiri dari adanya pasangan *cam*, dalam mekanisme matra 2 dimensi.

$$M = 3(n - 1) - 2f_1 - f_2 \quad (1)$$

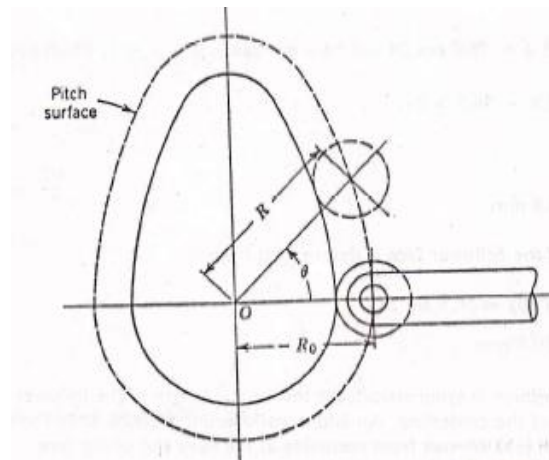
dimana M : mobilitas, atau jumlah derajat kebebasan gerak mekanisme (*degree of freedom of motion, d.o.f*) n : jumlah total link, termasuk *frame (ground)* dari suatu mekanisme f_1 : jumlah total dari *joint* yang hanya mempunyai 1 *d.o.f* jumlah total dari pasangan rendah (*low pair*) dari mekanisme f_2 : jumlah total dari *joint* yang mempunyai 2*d.o.f*, jumlah total dari pasangan tinggi (*high pair*) dari mekanisme.

Analisa Kinematik

Pembahasan *cam* dan mekanisme *follower* menjadi penting untuk kinerja yang diinginkan dan dibutuhkan oleh mesin. Dalam makalah analisa kinematik dan dinamis *cam* dan mekanisme *follower* dilakukan dengan menggunakan metode analitis. Persamaan untuk mengatur gerakan *follower* memiliki diambil dari literature. Analisa kinematik mekanis membantu dalam menjawab pertanyaan yang berhubungan dengan gerakan *follower*. Dalam perpindahan kecepatan kerja ini, dan percepatan. Analisa kinematik melibatkan perhitungan perpindahan, kecepatan dan percepatan pada pengikut instan yang berbeda. Hubungan empiris dari literatur digunakan untuk perpindahan. Oleh diferensiasi kita bisa mendapatkan kecepatan dan percepatan.

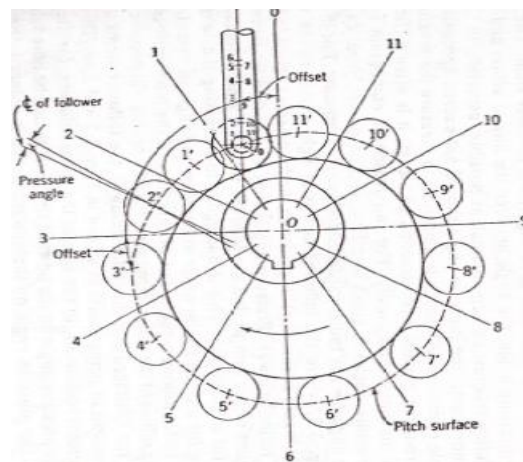
Solusi optimalisasi mengontol mekanisme katup yang mengandung pasangan *cam*, metode analisa kinematik dan metode sintesa mekanisme *cam* dalam hal variable angkat katup. Ada 3 unsur yaitu poros *cam*, jari-jari *rocker roller* dari kontur kurva *cam*, bentuk kontur dari kurva *cam*, sebagai *valve lift (VVL System)*, yang diselesaikan secara analisa numerik dengan mengaplikasikan metode *Newton-Raphson* [1].

Metode alternatif untuk mengatasi permasalahan lintasan/kontur generasi pada aplikasi industry dengan menggunakan mekanisme *cam*, yang menyarankan bentuk mekanisme baru terdiri atas 4 link serta pasangan *cam-follower*., memperoleh masukan tunggal mekanisme *cam* (CCM: *single-input combined cam mechanism*). [2].



Gambar 1. Cam simetris dengan roller follower radial

Dengan metode sintesa dimensi untuk menghasilkan bentuk lintasan dari titik-titik *coupler* pada CCM berdasarkan bentuk kurva standard (elip, lingkaran, garis lurus) dari mesin-mesin perkakas. Tujuannya adalah membandingkan lintasan yang dihasilkan *coupler* mekanisme 4 link.



Gambar 2. Cam dengan offset follower

Untuk gambar 1, dimana permukaan *follower* pada sudut 90° dari putaran *cam* kepada batang *follower*, sudut tekannya adalah nol. Sehingga sisi dorongan (*side thrust*) diabaikan untuk dibandingkan terhadap *roller follower*. Sudut tekan bisa dikurangi dengan meningkatkan jari-jari minimum *cam*, sehingga *follower* bergerak dalam jarak *linear* terbesar pada *cam* untuk kondisi

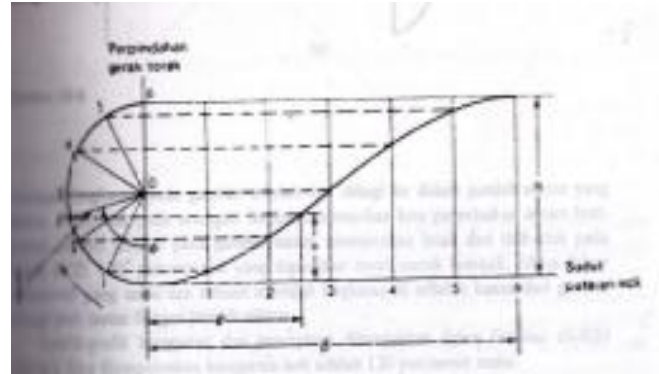
bagian naik yang dirancang. Analogi ini bahwa untuk meningkatkan panjang bidang miring (*incline plane*) dari *cam* untuk sisi mendaki (*rise*) yang diberikan agar supaya menurunkan sudut pendakian (*angle of ascent*). Juga untuk *cam* dengan *roller follower*, jejari kurvatur dari *pitch surface* harus lebih besar dari pada jejari *roller follower*.

Gambar 2 menunjukkan piringan *cam* yang menggunakan *roller follower*. Tipe *follower* ini pusat *follower* akan bergerak dalam bentuk kontur *cam*. Prinsip rancangan bentuk geometri kontur *cam* sama seperti pada *flat-face follower*, *cam* yang digambarkan hasil dari kurva yang menyinggung terhadap variasi posisi dari *roller follower*. Dari gambar-2 bisa juga ditunjukkan bahwa garis aksi dari *cam* kepada *follower* tidak bisa sepanjang sumbu *follower* kecuali ketika *follower* dalam posisi diam (*dwelling*). Hal ini menghasilkan sisi dorongan (sisi tekan) terhadap *follower* dan bisa menghasilkan defleksi dan *jamming* dari batang *follower*. Nilai maksimum dari sudut kontak, sudut antara garis aksi dan *centerline* dari *follower*, harus sekecil mungkin. Dalam banyak hal sudut tekan tidak akan melebihi 30° untuk operasi yang bisa diterima. Meskipun dimungkinkan untuk mengukur nilai maksimum sudut tekan secara grafis, hal ini sering mengalami kesulitan menentukan nilai maksimum dengan analitis. Sudut tekan untuk beberapa jenis *flat-face follower* adalah konstan.

Gerakan Harmonis Sederhana Cam

Diagram perpindahan gerak untuk gerakan harmonis sederhana ditunjukkan pada gambar 3.

Konstruksi dari diagram ini didasarkan pada pengertian bahwa proyeksi dari garis tengah dari sebuah titik *P* yang bergerak sepanjang suatu lingkaran dengan sudutnya konstan yang menyatakan bentuk gerak harmonis. Ketika garis radial *OP* berputar dalam suatu sudut ϕ maka *cam* akan berputar



Gambar 3. Perpindahan bentuk harmonik

sebesar θ dan s adalah perpindahan yang dilakukan oleh *follower*, dari gambar didapatkan:

$$s = \frac{h}{2} - \frac{h}{2} \cos \phi = \frac{h}{2} (1 - \cos \phi) \quad (2)$$

Ketika *cam* berputar pada $\theta = \beta$ sehingga garis *OP* telah berputar pada sudut sepanjang $\phi = \pi$ radian, sehingga dapat mengeleminir sudut garis radial *OP*:

$$\frac{\phi}{\pi} = \frac{\theta}{\beta} \text{ maka } \phi = \frac{\pi \theta}{\beta}$$

Selanjut persamaan perpindahan *follower* menjadi

$$s = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi \theta}{\beta} \right) \quad (3)$$

Kecepatan *follower* dengan mendefensialkan s terhadap waktu t didapat

$$v = \frac{\pi h \omega}{2 \beta} \sin \frac{\pi \theta}{\beta} \quad (4)$$

Percepatan dengan menurunkan sekali lagi

$$A = \frac{\pi^2 h \omega^2}{2 \beta^2} \cos \frac{\pi \theta}{\beta} \quad (5)$$

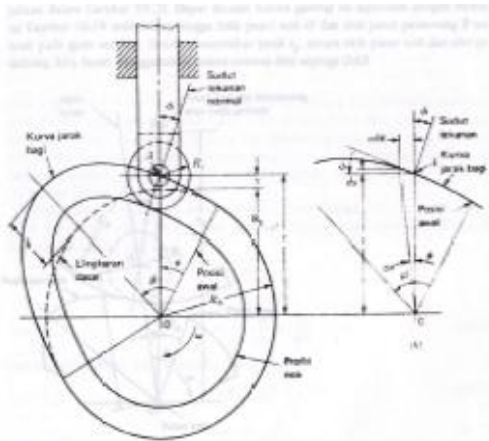
Kontur Kurva Jarak Bagi dan Sudut Tekan

Sebuah *cam* berbentuk piringan dengan *roller follower* yang dapat bergerak lurus vertikal bolak-balik seperti gambar 2.9.

Berdasarkan korelasi matematis yang sudah diketahui antara jarak lintasan *roller follower* s dan sudut putaran *cam* θ , akan bisa ditentukan harga-harga jarak radial pada kontur kurva jarak bagi, selain itu dapat juga

dihitung besarnya sudut tekan (*pressure angle*) ϕ , untuk setiap posisi sudut *cam*, adalah:

$$\tan \phi = \frac{ds}{rd\theta} \quad (6)$$



Gambar 4. Parameter Sudut-Sudut Cam

Dalam hal ini r adalah jarak dari titik pusat putar *cam*, O , ke titik pada kunter kurva jarak bagi:

$$r = R_b + s \quad (7)$$

dimana: R_b adalah jari jari dari *base circle* (lingkaran dasar)

Pengembangan dari Peneliti Sebelumnya

Peneliti-peneliti sebelumnya U.S. Chavan., H.D.Desai, Mihalcea melaksanakan penelitian fokus pada metode sintesa kinematik, yaitu dari data atau bentuk lintasan perpindahan diketahui kemudian bentuk kontur kurva *cam* umumnya sulit dimanufaktur, walaupun memakan mesin *CNC Milling 3 axis* standard. Demikian pada pustaka yang digunakan peneliti umumnya menggunakan metode sintesa. Karena itu akan dicoba merancang *cam* dengan metode analisa kinematik, Sehingga dari bentuk geometri kontur *cam* yang sudah direncanakan semua demensinya selanjutnya akan dibuat model matematik dan karakteristik geraknya.

Karakteristik gerak dalam hal ini adalah gerakan *roller follower* akibat bentuk kontur kurva *cam*, yang meliputi:

1. Persamaan perpindahan *roller follower*, $h = f_1(\theta, \beta)$
2. Persamaan percepatan, $A = f_2(\theta, \beta)$

3. Persamaan *jerk* (sentakan) dari *roller follower*, $j = f_3(\theta, \beta)$
4. Besar sudut operasional *cam*, β , sudut untuk sisi naik (mendaki) dan sisi menurun

Geometri kontur kurva Cam dan Follower

Gambar-5 menunjukkan, bahwa model geometri kontur kurva *cam* dan *roller follower*, bentuk *cam* simetris terhadap sumbunya sendiri y . Tersusun dari lingkaran dasar (*base circle*) dengan radius R dan lingkaran atas *cam* dengan radius R_1 , kedua pusat lingkaran jaraknya OO_1 , atau panjang C . Kedua lingkaran tadi dihubungkan dengan segmen lingkaran dengan radius ρ .

Susunan geometri di atas menghasilkan sudut operasional *follower* yaitu $\angle BOD = \beta$, dan $\angle DOE = \gamma$. Kedua sudut merupakan sudut mendaki *follower* pada sisi naik *cam*. Refleksi dari kedua sudut tersebut pada sebelah kanan sumbu lokal y merupakan sisi turun dari *cam* Yang menjadi lintasan menurun *follower*.

Putaran *cam* terhadap titik putarnya O dinyatakan dalam perpindahan sudut θ radian, yang berputar dengan kecepatan sudut konstan ω (radian.detik⁻¹).

Karakteristik kinematik yang akan diamati adalah perpindahan *roller follower* kearah radial vertikal pada sumbu global Y , yaitu h . Nilai perpindahan h akan bervariasi mulai dari B naik sampai di titik puncak *cam*, D . Jadi akan dicari model h terhadap θ dan β , setelah itu akan ditentukan persamaan kecepatan gerak radial *follower*, selanjutnya berturut-turut menentukan persamaan percepatan, dan persamaan sentakan (*jerk*).

Prosedur Penelitian

Gambar-5. Rancangan Lingkaran Singgung *Cam-Follower*, penelitian ini menggunakan metode simulasi, dimana landasan penetapan variabel bebas dan variabel terikat berdasarkan dari peneliti terdahulu. [3].

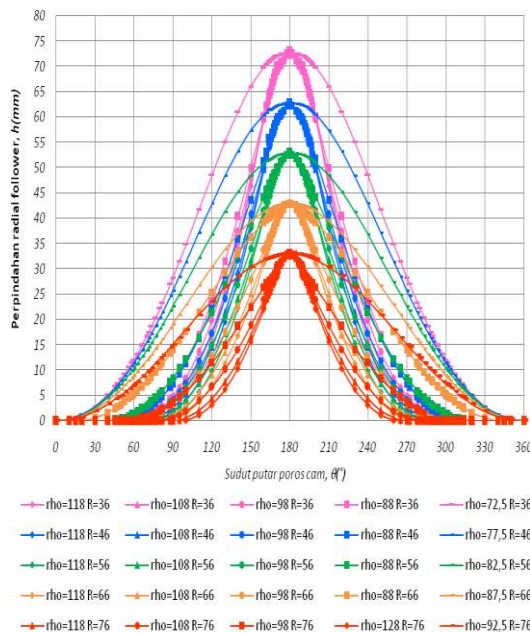
Sudut putaran *cam* $0^\circ < \theta < 360^\circ$, dengan $\Delta\theta = 10^\circ$

Jari-jari lingkaran dasar *cam*, R : 35, 46, 56, 66, 76mm. Jari-jari lingkaran singgung kontur kurva naik/turun ρ : divariasikan: 88, 98, 108, 118mm (dan 128mm hanya untuk $R = 76$ mm)

Grafik Hasil Simulasi dan Pembahasan

Dari persamaan-persamaan di atas kemudian dibuat tabulasi, yang merangkum hubungan perpindahan radial h terhadap sudut putar cam (poros cam) θ , hubungan kecepatan radial V_r terhadap sudut putar cam (poros cam) θ , hubungan percepatan radial A_r terhadap sudut putar cam (poros cam) θ , hubungan perpindahan radial j_r terhadap sudut putar cam (poros cam) θ . Tabulasi dibuat untuk variable bebas θ : $0^\circ \leq \theta \leq 360^\circ$, $\Delta\theta = 10^\circ$. Variasi radius lingkaran singgung ρ : 88mm, 98mm, 108mm, 118mm dan masing-masing nilai minimum ρ setiap variasi variable kontrol R : 36mm, 46mm, 56mm, 66mm, 76mm. Radius roller follower $r = 9\text{mm}$, Jarak pusat lingkaran puncak O_1 ke pusat lingkaran dasar O , $C = 80\text{mm}$ dan kecepatan sudut poros cam $\omega = 1 \text{ radian.s}^{-1}$. Dari table-table tersebut kemudian dikonversikan menjadi grafik-grafik; perpindahan radial h , kecepatan radial V_r , percepatan radial A_r dan sentakan radial j_r follower.

Grafik perpindahan radial follower, h .



Gambar-6 Hubungan perpindahan radial follower (h) dengan sudut putar poros cam (θ)

Dari gambar 6, grafik hubungan perpindahan radial h dengan sudut putar cam

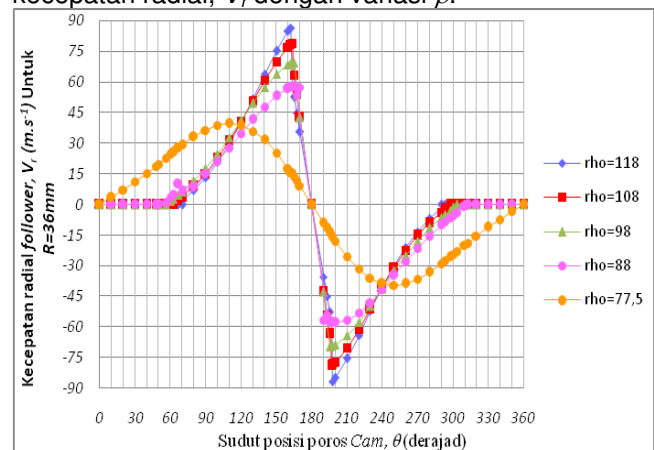
θ , bahwa untuk R yang sama semakin besar ρ untuk $0^\circ < \theta < 180^\circ$, $180^\circ < \theta < 360^\circ$, h menurun, dengan laju h terhadap θ meningkat, tepat pada $\theta = 180^\circ$, untuk semua variasi ρ adalah h sama. Untuk variasi ρ yang sama dengan meningkatnya R perpindahan menurun dengan laju terhadap θ didapat menurun juga.

Dari gambar-6 jumlah sudut pendakian pertama dan sudut penurunan kedua, $(\theta - \beta)$, sudut pendakian kedua dan sudut penurunan pertama, γ , yakni $2(\theta - \beta + \gamma)$ untuk R yang sama semakin besar ρ jumlah kedua sudut operasional follower menurun, sehingga lintasan tempuh follower pada kontur cam juga semakin pendek/dekat.

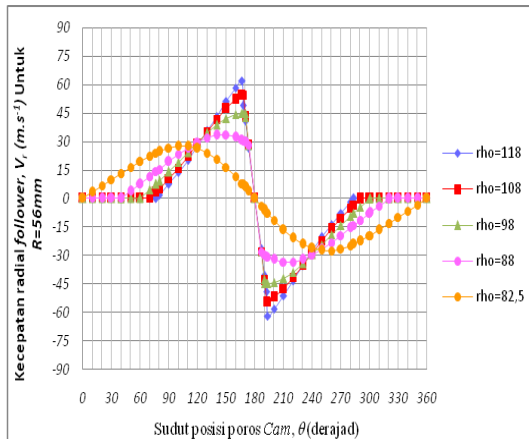
Perpindahan maksimum $h = 73\text{mm}$ terjadi pada $R = 36\text{mm}$, untuk semua nilai ρ nya, h minimum = 33mm untuk $R = 76\text{mm}$ dengan variasi ρ nya. Sedang laju h maksimum untuk pada $R = 76\text{mm}$ dengan $\rho = 128\text{mm}$ laju h minimum terjadi pada $R = 36\text{mm}$, dengan $\rho = 72,5\text{mm}$.

Grafik kecepatan radial follower, V_r .

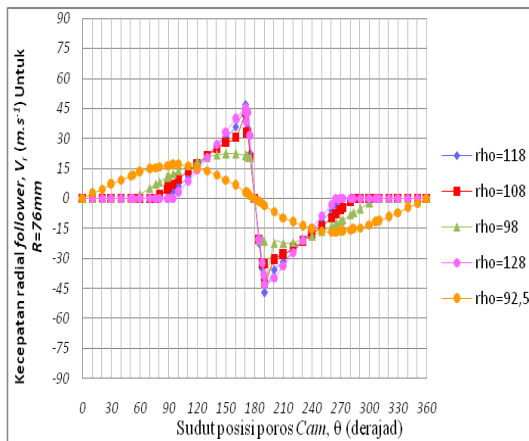
Berdasarkan grafik perpindahan radial gambar-6 disini diambil nilai R maksimum, moderat dan minimum untuk hasil simulasi kecepatan radial, V_r dengan variasi ρ .



Gambar-7 Hubungan kecepatan radial follower (V_r) dengan sudut putar poros cam (θ)



Gambar-8 Hubungan kecepatan radial follower (V_r) dengan sudut putar poros cam (θ)



Gambar-9 Hubungan kecepatan radial follower (V_r) dengan sudut putar poros cam (θ)

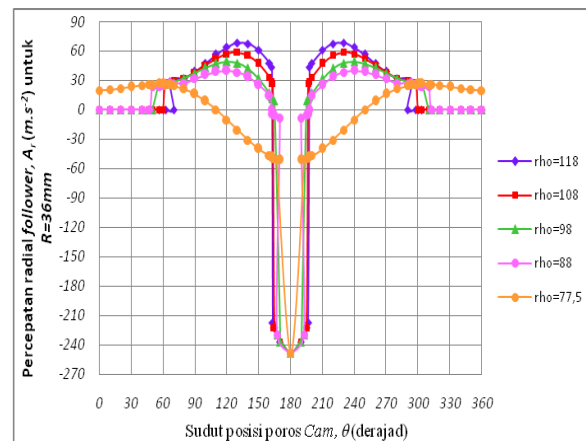
Ketiga grafik diatas disimulasikan dengan skala dan domain V_r yang sama tampak bahwa kecepatan radial maksimum terjadi pada $R=36mm$ dengan $\rho=118mm$, gambar-8 Kecepatan minimum terjadi pada $R=76mm$ dengan $\rho=92,5mm$, gambar-9.

Hal ini diakibatkan lintasan tempuh follower jauh lebih panjang dari lainnya untuk $R=36mm$ dengan sudut operational $2(\theta-\beta+\gamma)$ lebih sempit pada $\rho=118mm$ dari lainnya sehingga waktu tempuh follower melintas kontur operasional cam lebih cepat dari yang lain, karena itu dihasilkan kecepatan radial yang paling besar (maksimum), bisa dilihat dari persamaan (12) dan persamaan (15) yaitu pada $\theta=162,244^\circ$, $V_r=86,744 \text{ mm.s}^{-1}$ sebaliknya untuk $R=76mm$ dengan $\rho=92,5mm$, minimum di $\rho=98mm$,

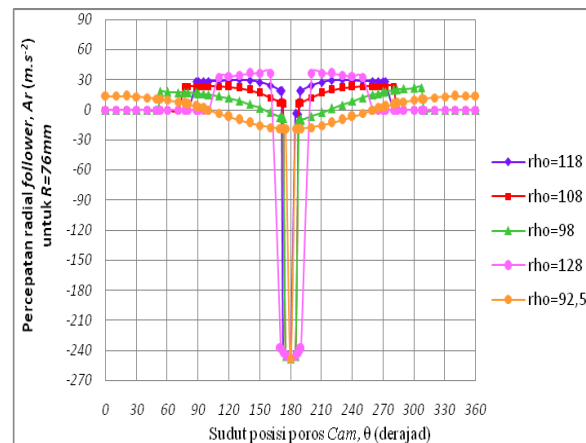
$\theta=173,576^\circ$, $V_r=33,257 \text{ mm.s}^{-1}$ Untuk kontur $\cap CD$ dan $\cap DE$ untuk setiap data R dengan variasi ρ tidak berpengaruh, berarti h maupun V_r sama.

Grafik percepatan radial follower, A_r

Untuk hasil simulasi percepatan radial follower saat melintas pada kontur cam berdasarkan pembahasan kecepatan diambil dari $R=36mm$ dan $R=76mm$ dengan variasi ρ masing-masing.



Gambar-10 Hubungan percepatan radial follower (A_r) dengan sudut putar poros cam (θ) $R=36mm$



Gambar-11 Hubungan percepatan radial follower (A_r) dengan sudut putar poros cam (θ) $R=76mm$

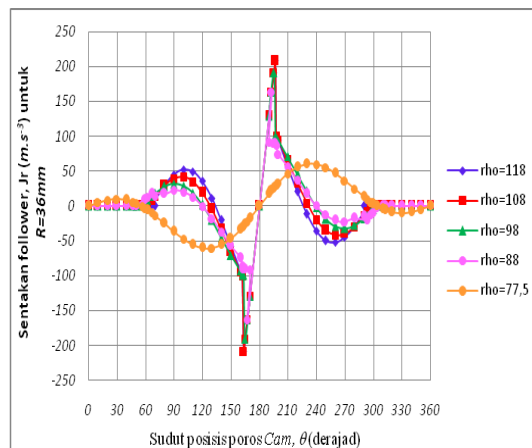
Pada interval kontur naik pertama $\cap BC$, dan kontur turun kedua $\cap EF$ dan percepatan maksimum karena faktor $(\rho-R)$, persamaan (16) dan (19) maksimum terjadi bila ρ yang paling besar dan R yang terkecil $\rho=118mm$, $R=36mm$, pada $\theta=130^\circ$ sudut posisi sudut

$OO_{2R}Q_X$ mendekati $2(\theta-\beta)$ yang paling kecil sehingga $\cos 2(\theta-\beta)$ paling besar, pada posisi ini jumlah vector percepatan relatif normal dan tangensial terbesar.

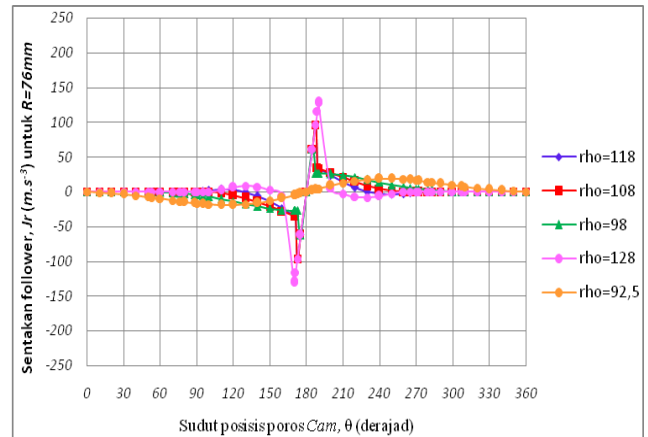
Untuk interval $\angle CD$ dan $\angle DE$ percepatan jauh lebih besar. Hal ini dipengaruhi oleh percepatan normal dititik pusat radius $\angle CD$, O_1 terhadap pusat putar cam O , dimana $O_1O > O_{2R}O$ atau $C > (\rho-R)$ dan $\angle OQ_{CD}O_1$ lebih lancip dari pada $\angle OQ_{BC}O_{2R}$, [gambar lampiran b dan e] akibatnya resultan vektor percepatan radial A_r di $\angle CD$ jauh lebih panjang dari pada ketika di $\angle BC$. [gambar lampiran d]. Pada $\angle DE$ adalah simetris dengan $\angle CD$ dan pada $\angle EF$ simetris dengan ketika di $\angle BC$.

Nilai maksimum percepatan pada $\angle BC$ adalah untuk $R=36mm$, $\rho=118mm$ ketika $\theta=130^\circ$ didapat A_r maksimum $68,42mm.s^{-2}$ dan pada parameter yang sama terjadi loncatan percepatan radial ketika roller follower melewati titik transisi C dari $\angle BC$ ke $\angle CD$ dan maksimum pada $\theta=180^\circ$, A_r maksimum $-248,421mm.s^{-2}$, gambar-10.

Grafik sentakan (jerk) radial follower, j_r



Gambar-12 Hubungan sentakan radial follower (A_r) dengan sudut putar poros cam (θ) $R=36mm$



Gambar-13 Hubungan sentakan radial follower (A_r) dengan sudut putar poros cam (θ) $R=76mm$

Sentakan (*jerk*) merupakan laju percepatan yang menggambarkan hentakan follower saat melintas kontur *cam* atau sebaliknya. Hasil simulasi sentakan (*jerk*) radial follower berdasarkan pembahasan kecepatan yang diambil dari $R=36mm$ dan $R=76mm$ dengan variasi ρ masing-masing. Dengan penggambaran grafik dengan skala sentakan yang sama bahwa sentakan pada $R=36mm > R=76mm$ tepatnya pada $\rho=118mm > \rho=128mm$. Oleh karena percepatan radial pada $R=36mm >$ daripada $R=76mm$. Pada kontur naik pertama $\angle BC$ tren sentakan naik sentakan mencapai maksimum $j_r=52,178mm.s^{-3}$ ketika $\theta=100^\circ$ kemudian menurun sampai di $\theta=130^\circ$, $j_r=0^\circ$ ketika A_r maksimum, gambar-10 dan gambar-12, selanjutnya terus menurun untuk $\theta=163,323^\circ$, j_r melonjak dari $-89,616mm.s^{-3}$ menjadi $208,160mm.s^{-3}$.

KESIMPULAN

Pada penelitian dengan simulasi ini untuk rancangan *cam* (nok) simetris dengan dimensi radius puncak *cam* (*radius nose cam*) $R_1 = 29mm$, jarak pusat lingkaran dasar dan lingkaran puncak $C = 80mm$, serta jari-jari *roll follower* $r = 9mm$, dengan variasi lingkaran dasar R dan jari-jari lingkaran singgung kontur *cam* ρ , bahwa untuk setiap harga R semakin meningkat ρ perpindahan radial h adalah sama, kecepatan radial V_r , percepatan radial A_r serta sentakan j_r semakin besar, namun dalam variasi R semakin besar didapat perpindahan radial, kecepatan radial,

percepatan radial dan sentakan semakin menurun. Kondisi maksimum terjadi pada $R = 36\text{mm}$, $\rho = 118\text{mm}$ menghasilkan harga maksimum untuk $h = 73\text{mm}$ untuk $\theta = 180^\circ$, $V_r = |86,744|\text{mm.s}^{-1}$, untuk $\theta = 162,728^\circ / 197,772^\circ$, $A_r = |217,314|\text{mm.s}^{-2}$ untuk $\theta = 163,323^\circ / 196,677^\circ$ dan $j_r = |208,160|\text{mm.s}^{-3}$ untuk $\theta = 163,323^\circ / 196,677^\circ$.

Jakarta.

- [8]. Paul, Burton, 1978: "*Kinematics and Dynamics of Planar Machinery*", Englewood Cliffs, New Jersey, Prentice Hall Inc.

DAFTAR PUSTAKA

- [1]. Mihalcea, N.D., Stănescu, S., 2011, "*Kinematic Analysis and Cam Synthesis of a Variable Valve Lift Mechanism with General Curve Contact*", 19-25 June, 2011 A11_315 1. University of Pitești, Pitești, Romania, 13th World Congress in Mechanism and Machine Science, Guanajuato, México.
- [2]. Chavan, U.S., S.V. Joshi, 2010, "*Synthesis and analysis of coupler curves with combined planar cam follower mechanisms*", Department of Mechanical Engineering, Vishwa karma Institute of Technology, Pune, Maharashtra, INDIA, International Journal of Engineering, Science and Technology, Vol. 2, No. 6, pp. 231-243, www.ijest-ng.com, © MultiCraft Limited.
- [3]. Desai, Prof. H.D., Prof. V.K. Patel, 2010, "*Computer Aided Kinematic and Dynamic Analysis of Cam and Follower*", Proceedings of the World Congress on Engineering 2010 Vol II, WCE 2010, June 30 - July 2, 2010, London, U.K.
- [4]. Erdman, Arthur G., George N. Sandors, 1998: "*Mechanism Design – Analysis and Synthesis*", Volume I, Englewood Cliffs, New Jersey, Prentice Hall.
- [5]. Grosjean, Jacques., 2007: "*Kinematics and Dynamics of Mechanisms*", London, McGraw-Hill Book Company.
- [6]. Mabie, Hamilton, H., Charles F. Reinholtz., 1986: "*Mechanisms and Dynamics of Machinery*", Fourth Edition, Virginia Polytechnic Institute and State University, John Wiley & Sons, New York, Chicester.
- [7]. Martin, George H., 1988, "*Kinematika dan Dinamika Teknik*", diterjemahkan oleh Ir. Setiyobakti, Penerbit Erlangga,